Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 36, 4, 2024. (1-20)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Numerical Investigation of the Influence of the Geometric Shape of the Absorber on the Performance of a Single Slope Solar Still Device

Research Article

Vali Kalantar[1*], Mahdi Abbasi[2]

https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.83738.1195

Abstract *The scarcity of fresh water and the challenges associated with saltwater desalination have highlighted the importance of solar desalination systems for fresh water production, attracting the interest of various industries and researchers. Despite the global production of approximately 22 million cubic meters of fresh water daily, less than 1% is generated using solar energy. Conventional methods, such as desalination and reverse osmosis, are energy-intensive and heavily reliant on fossil fuels. In contrast, solar desalination offers a cost-effective and sustainable alternative that reduces dependency on fossil fuels while conserving energy resources. This study numerically evaluates the absorber plate of a single-slope solar desalination system across eleven distinct geometries under identical conditions. The objective is to identify the optimal design for the absorber plate in solar desalination systems. Results indicate that geometry (C) achieves the highest performance, with the absorber plate reaching 349 Kelvin under a solar radiation intensity of 750 watts per square meter, producing the most distilled water among the evaluated geometries. Geometry (B) demonstrates the second-best performance.*

Key Words: solar still; absorber geometry; solar energy; convection heat transfer; radiation heat transfer

1- Introduction

The increasing reliance on fossil fuels and their environmental impacts have drawn significant attention to renewable energy sources such as solar power. Although 71% of the Earth's surface is covered by water, only 3% of it is fresh, with much of this locked in glaciers or underground reservoirs. This scarcity makes water desalination a critical issue for human society as the demand for fresh water continues to grow. Historically, desalination mimics the natural processes of the hydrological cycle. Solar energy heats seawater, causing evaporation, which condenses at cooler altitudes to form fresh water. However, modern desalination techniques in industrial plants rely on fossil fuels for heating and evaporation, contributing to environmental concerns.

Solar desalination systems replicate this natural process but utilize solar energy to heat, evaporate, and distill water. These systems operate based on the principles of evaporation and condensation. Saltwater is heated by sunlight passing through a transparent glass surface, causing the water to evaporate. Salt, impurities, and microorganisms remain in the container, while the resulting water vapor condenses on the underside of the glass and is collected as fresh water. In developing countries, where access to fresh water and energy resources is limited, such solar desalination devices offer a sustainable alternative to energy-intensive industrial desalination methods

2- Modeling and simulation

This research evaluates eleven single-slope solar desalination models using two-dimensional, transient numerical simulations conducted in COMSOL Multiphysics 6.1. The numerical analysis considers whether a steady-state or transient solution is more appropriate, depending on the problem's conditions and the model's characteristics. The study's primary aim is to determine the optimal geometry for the solar absorber plate in order to maximize fresh water production in larger-scale applications compared to prior studies. The geometries analyzed in this research are illustrated in Figure 1 for clarity and comparison.

[*]Manuscript received: August 2, 2023. Revised, March 17, 2024, Accepted, June 16, 2024.

[1] Corresponding Author: Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.
Email: vkalantar@yazd.ac.ir.

[2] PhD Student, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

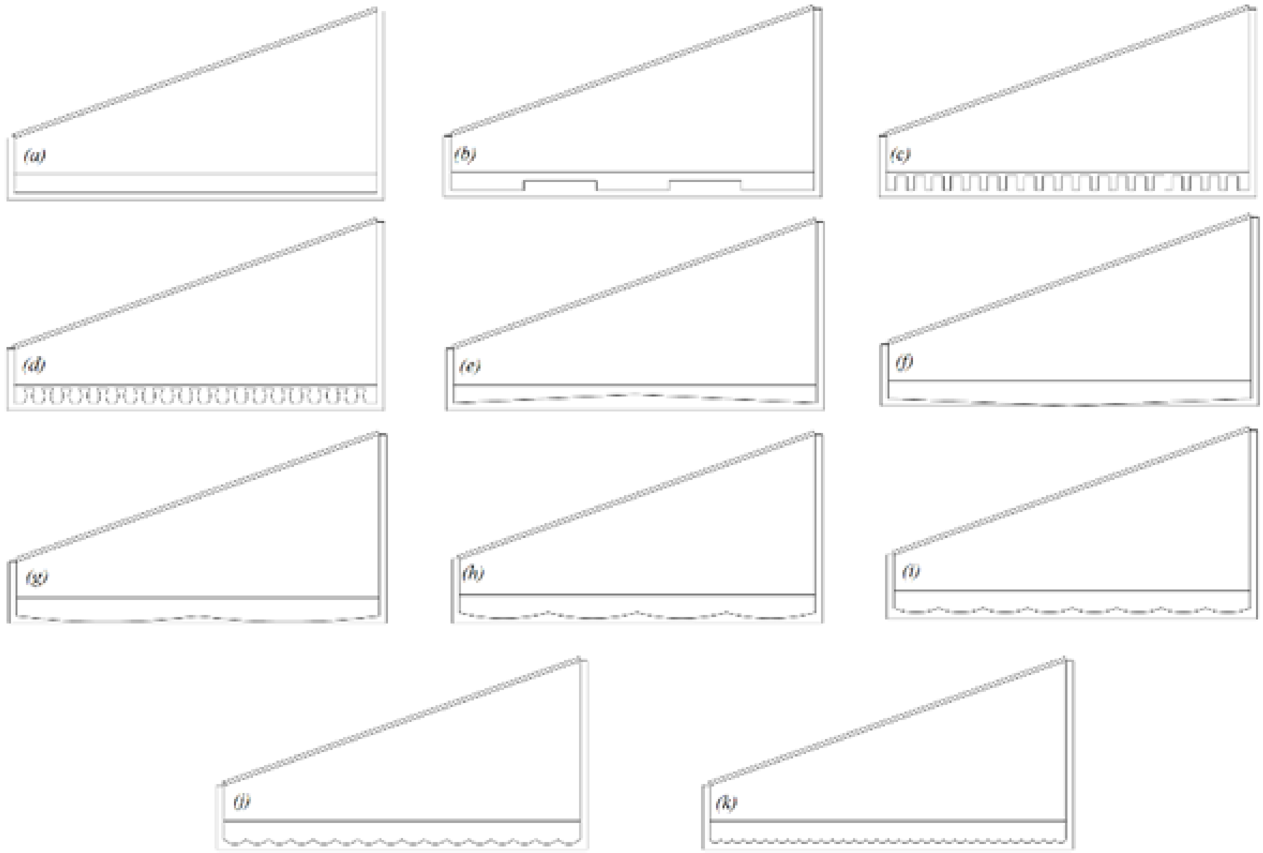


Figure 1. Drawn geometries

In Table (1) The boundary conditions can be observed.

Table 1. Specifications of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector understudy

Boundary Conditions	Thermal Conductivity $[w/m.k]$	cp $[j/(kg.k)]$	Opacity
glass	1.38	703	Opaque for infrared radiation
Solar still walls	0.034–0.048	850	Opaque
Water	0.56–0.69	4150–4250	Transparent
air	0.02–0.035	1000–1020	Transparent

3- Discussion and results

The simulation results showed that geometry (c) according to figure (1) has the best performance compared to other geometries after the stability of the solution, after that the best case is related to geometry (b) and then geometry (e) Finally, in order (from left to right) are the geometries (j, k, I, h, a, f, g, d). In solar systems, especially systems that deal with heat (need heat), the design should be such that the temperature received from renewable energies (solar or geothermal) reaches its highest level. In solar desalination plants, it is clear that the more energy the solar absorber receives, the more efficient it is. So the absorber temperature plays a significant role in the efficiency of a solar water softener. As a result, in this research, the best mode belongs to the mode that absorbs more heat, then transfers the absorbed heat more than the rest of the designed modes. In figure (2), you can see the temperature contour related to the states designed for the solar absorber. Regarding the best performance of the absorber in this research, the solution was done in the steady state without considering the hydrodynamic state of the problem. In this figure, it is clear that mode (c) absorbs and emits the most heat. In this mode, the temperature of the absorber reaches 349 K and the mass flow rate reaches 6.5 kg/h.

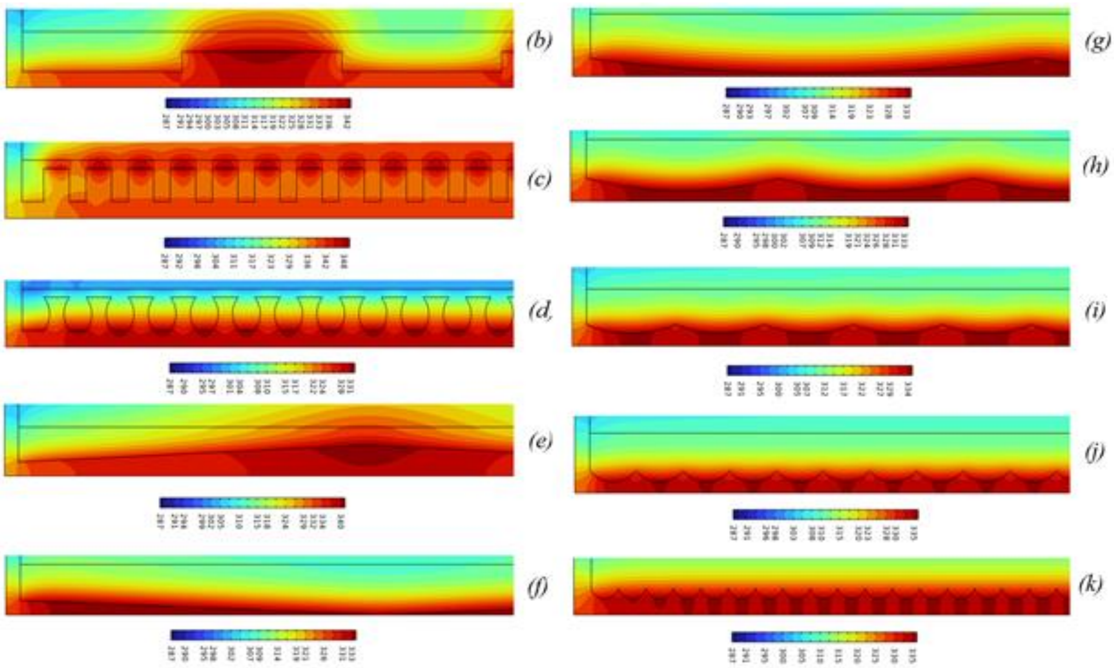


Figure 2. Temperature contours for eleven simulated geometries

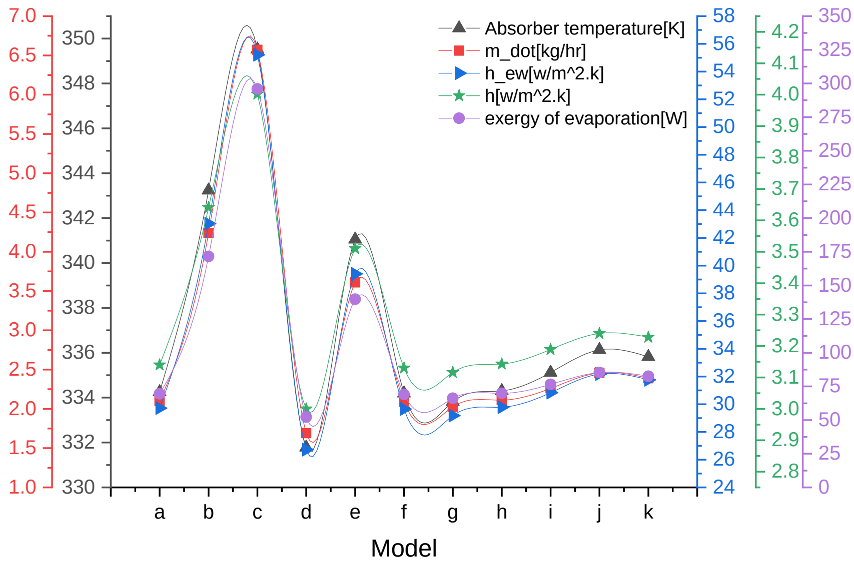


Figure 3. The heat transfer coefficient of displacement inside the desalination chamber and the hourly efficiency and evaporative exergy, transferred from water to the glass cover for the drawn geometries.

In Figure (3), you can see the diagram related to the temperature of the absorber and the displacement heat transfer coefficient inside the desalination chamber and the hourly efficiency and evaporative exergy transferred from the water to the glass cover for each of the eleven designed states.

In figure (4), the graph of temperature changes from the water surface to the glass surface is presented exactly in the middle part of the geometry, it is noteworthy that due to evaporation, the temperature of the glass is lower than other points. Figure (5) is similar to Figure (4) with this difference, the changes in density can be seen clearly,

and this diagram is completely the opposite of the diagram in Figure (4). In figure (6), the speed changes in the vertical direction can be seen.

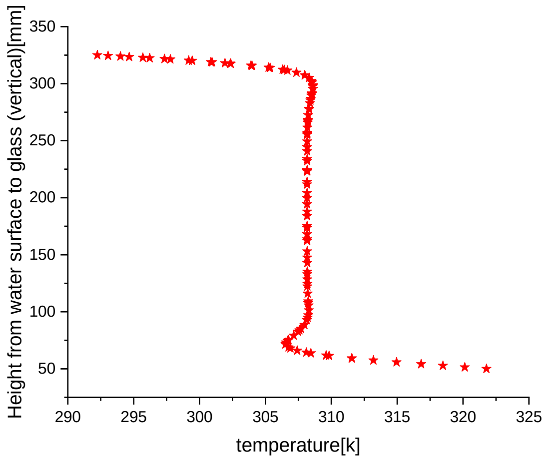


Figure 4. Graph of temperature changes from water surface to glass

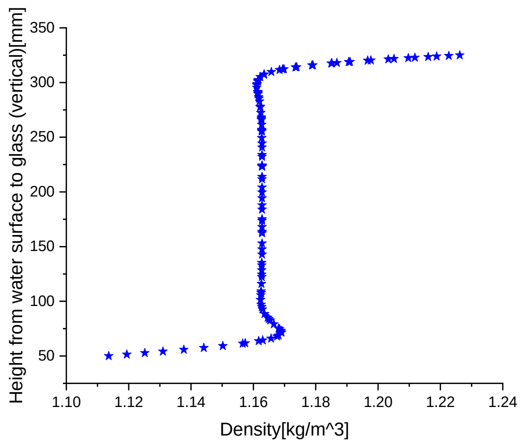


Figure5. Graph of density changes from water surface to glass

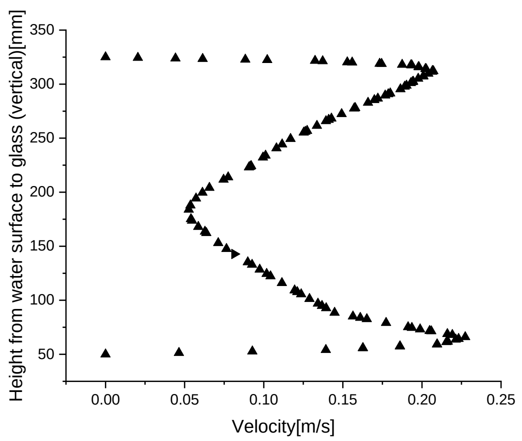


Figure6. Graph of velocity changes from water surface to glass

4- Conclusion

In this research, a single-slope solar desalination plant was numerically evaluated under steady-state and calm hydrodynamic conditions across eleven geometries with identical parameters. The purpose of this research was to identify the optimal geometry for designing the absorber surface of the solar desalination system, as the absorber surface is one of the most important factors in designing and enhancing the efficiency of desalination systems, ensuring optimal absorption of solar energy by the absorber surface.

As observed, geometry (C) demonstrates the best performance under stable conditions. This is due to the presence of multiple vanes in the absorber, which enhance energy absorption. Consequently, when exposed to 750 W/m² radiation, the absorber's temperature reaches 349 K. This increase in temperature leads to higher evaporation rates and efficiency, resulting in a mass flow rate of 6.5 kg/h.

Following geometry (C), geometry (B) shows the second-best performance, with an absorber temperature of 343 K and a mass flow rate of 4.25 kg/h. Geometry (E) ranks third, achieving an absorber temperature of 341 K and a mass flow rate of 3.75 kg/h. Lastly, geometry (D) has an absorber temperature of 331 K and a mass flow rate of 1.5 kg/h.

Therefore, model (C) is recommended for design purposes. However, if cost reduction is a priority, the simpler model (B) can be utilized effectively.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

بررسی عددی تأثیر شکل هندسی جاذب بر عملکرد یک دستگاه آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب*

مقاله پژوهشی

ولی کلانتر(۱)　　مهدی عباسی (۲)

https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.83738.1195

چکیده کمبود آب شیرین و مشکلات شیرین‌سازی آب شور باعث شده تا استفاده از آب شیرین‌کن‌های خورشیدی برای تولید آب شیرین بیش از قبل، قابل اهمیت باشد و توجه افراد و صنایع زیادی به این سیستم خورشیدی جلب شده است. از حدود ۲۲ میلیون مترمکعب آب شیرین تولید شده روزانه، کمتر از ۱ در صد آن با ا ستفاده از انرژی خور شیدی تولید می شود. تولید آب شیرین و خالص با ا ستفاده از روش‌های رایج مانند نمک‌زدایی و اسمز معکوس انرژی‌بر می‌باشد و این روش‌ها به سوخت‌های فسیلی متکی می‌باشند اما استفاده از آب شیرین‌کن خورشیدی نه تنها کم هزینه و اقتصادی می‌باشد بلکه نیاز به سوخت فسیلی ندارد و منابع انرژی را حفظ می‌کند. در این پژوهش جاذب یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب در یازده هندسه متفاوت با شرایط یکسان مورد ارزیابی عددی قرار گرفت. هدف از انجام این پژوهش یافتن بهترین حالت برای طراحی صفحه جاذب در آب شیرین‌کن خور شیدی ا ست. نتیجه ن شان داد بهترین حالت برای ساخت یک آب شیرین‌کن خور شیدی ساده حالت (C) می‌باشد. در این حالت دمای جاذب با توجه به شدت تابش خورشیدی ۷۵۰ وات بر مترمربع به ۳۴۹ کلوین می‌رسد و مقدار آب تقطیر شده نسبت به سایر حالت‌ها بیشتر می‌باشد، و بعد از آن هندسه (b) دارای بهترین عملکرد می‌باشد.

واژه‌های کلیدی آب شیرین‌کن خورشیدی، شکل جاذب، انرژی خورشیدی، انتقال حرارت جابه‌جایی، انتقال حرارت تشعشعی.

مقدمه

محدودیت در وجود سوخت‌های فسیلی و آلودگی هوا یکی از مشکلات اصلی بشر در جامعه امروزی می‌باشد. این نکته باعث شده است تا توجه سیاست‌های مختلف را به سمت انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی هدایت کند. کره زمین دارای ۷۱ درصد آب و ۲۹ درصد خشکی است. با این وجود، بحران آب یکی از اساسی‌ترین مشکلات جامعه بشری به شمار می‌رود، زیرا فقط ۳ درصد از منابع آب در سطح دنیا شیرین است که بسیاری از همین ۳ درصد نیز به صورت آب‌های زیرزمینی و یا به صورت یخ موجود است [1]. شیرین‌سازی آب موضوعی بوده که انسان از گذشته‌های دور به روش‌های مختلف انجام داده و آب شیرین مورد نیاز خود را تأمین کرده است. روش‌های شیرین‌سازی برگرفته از مکانیزم و فرایندهای بارش باران است. خورشید بر سطح آب دریاها و اقیانوس‌ها می‌تابد و تبخیر آب صورت می‌گیرد. بخار آب در ارتفاعات بالاتر به دلیل پایین بودن دما و وزش باد دچار میعان می‌شود. در این حالت به صورت قطرات آب نزول می‌کند و جریانی از آب شیرین را تأمین می‌کند [2]. روش‌های شیرین‌سازی آب در کارخانجات تصفیه‌سازی به کمک گرم کردن و تبخیر آب صورت می‌گیرد که به منظور تأمین انرژی از سوخت‌های فسیلی استفاده می‌گردد. آب شیرین‌کن‌های خورشیدی با به‌کارگیری انرژی خورشیدی در سیکل کاری خود، عملیات گرمایش و تبخیر و شیرین‌سازی را انجام می‌دهند. این دستگاه‌ها، بر اساس قوانین تبخیر و تقطیر کار می‌کنند. آب شوری که وارد دستگاه می‌شود، توسط تابش نور خورشید که از سطح

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۲/۵/۱۱ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۳/۲۷ می‌باشد.

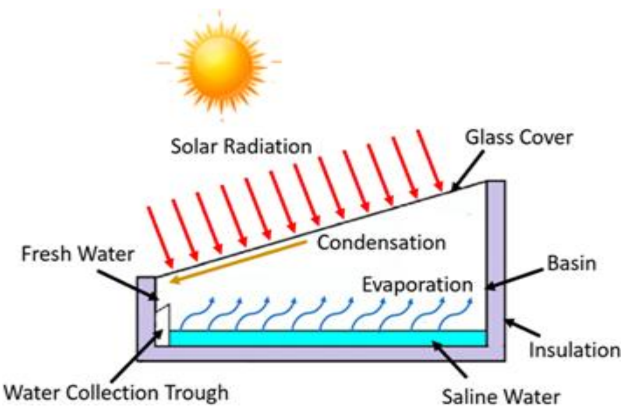
(۱) نویسنده مسئول: دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

(۲) دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

Email: vkalantar@yazd.ac.ir

شیشه دستگاه عبور می‌کند گرم می‌شود. پس از آن آب شور داخل آب‌شیرین‌کن، شروع به تبخیر می‌کند. نمک، میکروب و دیگر ذرات موجود در آب در تشتک این دستگاه باقی می‌ماند و بخار آب حاصل از این فرایند، فاقد هیچ‌گونه مواد خواهد بود. بخار آب به سمت بالا حرکت می‌کند و در سطح زیری شیشه تقطیر جمع می‌گردد. امروزه در کشورهای در حال پیشرفته برای تأمین آب شیرین به جای استفاده از روش‌های صنعتی و استفاده از سوخت‌های فسیلی از آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی استفاده می‌کنند. در این راستا تحقیقات زیادی در مورد آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی چه به صورت تجربی و چه به صورت عددی انجام شده است تا بهترین بازده را بتوان دریافت کرد. رهبر و اصفهانی [3] به بررسی برآورد بهره‌وری یک آب شیرین‌کن ثابت خورشیدی تک‌شیب به صورت نظری و تحلیل عددی پرداخته‌اند. آن‌ها در پژوهش خود یک معادله جدید مبتنی بر قیاس چیلتون – کولبرن برای برآورد بهره‌وری یک خورشید ثابت پیشنهاد کردند و در انتها بیان کردند که نتایج، تطابق قابل قبولی با مدل‌های حل شده تجربی و عددی دارد. سوناوان و همکاران [4] به بررسی تأثیر مواد جاذب مختلف در آب‌شیرین‌کن خورشیدی با استفاده از نرم‌افزار کامسول پرداخته‌اند در انتها بیان کردند که خروجی ساعتی واحد آب‌شیرین‌کن خورشیدی، با مواد جاذب مختلف (جوهر سیاه، رنگ سیاه و تونر سیاه)، در یک ساعت به حداکثر مقدار خود می‌رسد. المشال و ماتیکی [5] به بررسی عددی اثر شیب سطح خورشیدی شناور مجهز به یک بافل و انتقال حرارت جابه‌جایی پرداخته‌اند و در آخر بیان کردند که پیکربندی بافل مثلثی مناسب‌ترین طراحی برای افزایش عملکرد حرارتی و حل است. میتال [6] به بررسی یک مدل‌سازی ناپایدار شبیه‌سازی از آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب پرداخت. او بیان کرد که این مدل از شرایط مرزی ناپایدار دما در سطح بالا و پایین به عنوان ورودی استفاده می‌کند و بازده تقطیر را برای کل روز فراهم می‌کند و در آخر خاطر نشان کرد که علاوه بر این، شبیه‌سازی نمونه نشان می‌دهد که مدل ویژگی‌های جریان را در داخل محفظه آب‌شیرین‌کن خورشیدی به خوبی توصیف می‌کند. پراکاش و همکاران [7] به تجزیه و تحلیل جامع برنامه نرم‌افزار طراحی در آب‌شیرین‌کن خورشیدی واحدهای تقطیر آن پرداخته‌اند. آن‌ها در کار خود به مروری جامع بر ابزارهای نرم‌افزاری مختلف مورد استفاده در خورشیدی پرداخته‌اند که هنوز هم برای کمک به محققان، دانشمندان و دانشگاهیان مورد استفاده قرار می‌گیرد. کشتکار و جعفرپور [8] یک روش جدید برای مدل‌سازی گذرای آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی ارائه کردند. آن‌ها در کار خود به جای استفاده از تکنیک‌های چند فازی پرهزینه، از معادله گونه‌ها برای بخار آب با کوپلینگ با معادله انرژی از طریق توابع تعریف‌شده استفاده کردند و در روش خود گرمای نهان تبخیر، چگالش را به عنوان یک منبع در معادله انرژی در نظر گرفتند و در آخر بیان کردند که این کار می‌تواند روش مناسبی برای شناسایی رفتار یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی باشد. ال صبایی و همکاران [9] به تجزیه و تحلیل تجربی و مدل‌سازی عددی برای آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی تک‌شیب با نوع حوضچه معمولی پرداخته‌اند و بیان کردند نتایج شبیه‌سازی توافق قابل قبولی با داده‌های تجربی اندازه‌گیری شده دارد. سوراپاراجو و همکاران [10] به بررسی استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در طراحی شیرین‌کن‌های خورشیدی که می‌تواند باعث بهبود عملکرد آن‌ها شود پرداخته‌اند. نتیجه‌گیری آن‌ها نشان داد که استفاده از مواد تغییر فاز دهنده، می‌تواند باعث افزایش بهره‌وری و کاهش هزینه‌های جاذب آب‌شیرین‌کن خورشیدی شود. تایواری و سینق [11] به بررسی استفاده از نانوذرات در آب‌شیرین‌کن خورشیدی پرداخته‌اند. آن‌ها بیان کردند که استفاده از نانوذرات، می‌تواند باعث افزایش بهره‌وری و کاهش هزینه‌های تولید آب‌شیرین‌کن خورشیدی شود. میکا و همکاران [12] عملکرد آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب را با وجود سیستم ذخیره‌ساز و بدون سیستم ذخیره‌سازی گرمایی فاز تغییر دهنده (PCM)مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از سیستم PCM می‌تواند بهبود قابل توجهی در کارایی آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب به ارمغان آورد. سینی و همکاران [13] به بررسی عملکرد یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب با استفاده از مواد جذب‌کننده انرژی مختلف پرداخته‌اند. نتایج آن‌ها نشان داد که ماده جذب‌کننده انرژی انتخاب شده برای جاذب جذب‌کننده، بازده عملکرد شیرین‌کن را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در این مطالعه، سه نوع مختلف از پلاک‌های جذب‌کننده شامل پلاستیک، شیشه و فولاد ضد زنگ مورد استفاده قرار گرفته‌اند. نتایج نشان داده‌اند که جاذب فولادی با بازتابندگی کمتر، بازده بیشتری در تولید آب شیرین دارد. جهان پناه و همکاران [14] تأثیر استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با دمای پایین

را بر عملکرد آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با دمای پایین می‌تواند بهبود قابل توجهی در بازده تولید آب شیرین داشته باشد. در این مطالعه، دو نوع مختلف از مواد تغییر فاز دهنده با دمای ۸ درجه سلسیوس و ۱۴ درجه سلسیوس مورد استفاده قرار گرفته‌اند. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از ماده تغییر فاز دهنده با دمای ۸ درجه سلسیوس، بازده بیشتری در تولید آب شیرین دارد. کومار و پاراکاش [15] در این مطالعه، استفاده از یک گرم‌کن خورشیدی با مواد تغییر فاز دهنده را به‌جای جاذب جذب‌کننده سنتی در آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که استفاده از گرم‌کن خورشیدی با مواد تغییر فاز دهنده می‌تواند بازده تولید آب شیرین را افزایش دهد. در این مطالعه، دو نوع مختلف از مواد تغییر فاز دهنده با دمای ۲۴ درجه سلسیوس و ۲۸ درجه سلسیوس به‌کار رفته‌اند. نتایج نشان داده است که استفاده از گرم‌کن خورشیدی با ماده تغییر فاز دهنده با دمای ۲۸ درجه سلسیوس، بازده بیشتری در تولید آب شیرین داشته است. الاوی و همکاران [16] به بررسی یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب با استفاده از یک مارپیچ مسی به‌عنوان گرم‌کن، یک کندانسور خارجی و مواد تغییر فاز دهنده پرداخته‌اند. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از یک مارپیچ مسی به عنوان گرم‌کن و یک کندانسور خارجی می‌تواند بازده تولید آب شیرین را افزایش دهد. همچنین، استفاده از مواد تغییر فاز دهنده می‌تواند منجر به افزایش بازده شیرین‌کن شود. در این مطالعه، دو نوع مختلف از مواد تغییر فاز دهنده با دمای ۲۵ درجه سلسیوس و ۳۵ درجه سلسیوس به کار رفته‌اند. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از ماده تغییر فاز دهنده با دمای ۳۵ درجه سلسیوس، بازده بیشتری در تولید آب شیرین داشته است. کاتکار و همکاران [17] به بررسی مواد تغییر فاز دهنده بر عملکرد آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی پرداخته‌اند. در این مطالعه، به بررسی مطالعات پیشین در زمینه استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در شیرین‌کن‌های خورشیدی پرداخته شده است. نتایج آن‌ها داده‌اند که استفاده از مواد تغییر فاز دهنده می‌تواند باعث افزایش بازده تولید آب شیرین و کاهش میزان تلفات انرژی شود. همچنین، نوع و دمای مواد تغییر فاز دهنده نیز تأثیر به سزایی بر عملکرد آب‌شیرین‌کن دارد. الیوی و همکاران [18] در این مطالعه، یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی با استفاده از یک لوله بیضوی و مواد تغییر فاز دهنده بررسی شده است. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از مواد تغییر فاز دهنده می‌تواند باعث افزایش بازده تولید آب شیرین شود. در این مطالعه، دو نوع مختلف از مواد تغییر فاز دهنده با دمای ۲۸ درجه سلسیوس و ۳۴ درجه سلسیوس به کار رفته‌اند. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از ماده تغییر فاز دهنده با دمای ۳۴ درجه سلسیوس، بازده بیشتری در تولید آب شیرین داشته است. نیان و همکاران [19] عملکرد سالانه آب‌شیرین‌کن خورشیدی را با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با شکل ثابت با تحلیل اقتصادی بررسی کردند. نتایج نشان داده‌اند که استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با شکل ثابت می‌تواند بازده تولید آب شیرین را بهبود بخشد و همچنین می‌تواند به کاهش هزینه‌های انرژی و افزایش سودآوری منجر شود. در این مطالعه، مواد تغییر فاز دهنده با شکل ثابت با دمای ۲۶ درجه سلسیوس و ۳۲ درجه سلسیوس مورد استفاده قرار گرفته‌اند و نتایج نشان داده‌اند که استفاده از ماده تغییر فاز دهنده با دمای ۳۲ درجه سلسیوس، بازده بیشتری در تولید آب شیرین داشته است. در شکل (۱) می‌توان نمایی از یک آب‌شیرین‌کن تک‌شیب را مشاهده کرد.

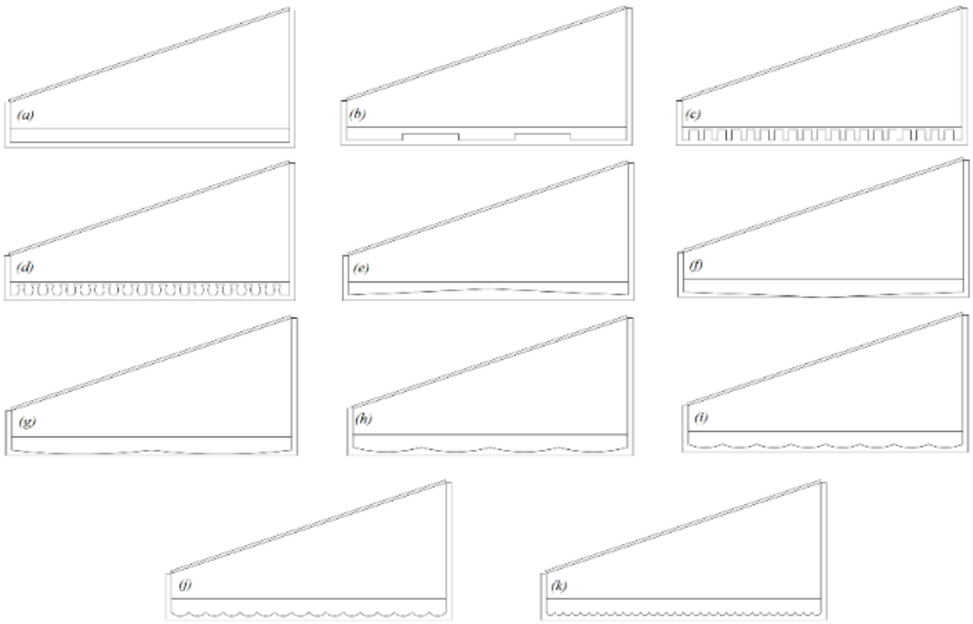


شکل ۱ آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب

روش حل

در این پژوهش بازده مدل آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب در حالت دو بعدی آرام و وابسته به زمان توسط نرم‌افزار کامسول ۶٫۱ مورد ارزیابی عددی قرار گرفته‌اند. برای تحلیل عددی دستگاه آب‌شیرین‌کن خورشیدی، باید بر اساس شرایط مسئله و ویژگی‌های مدل، تصمیم‌گیری شود که آیا حل به صورت دائم یا غیر دائم مناسب است. حل به صورت دائم به معنای این است که در طول زمان، متغیرهای سیستم ثابت و بدون تغییر هستند و

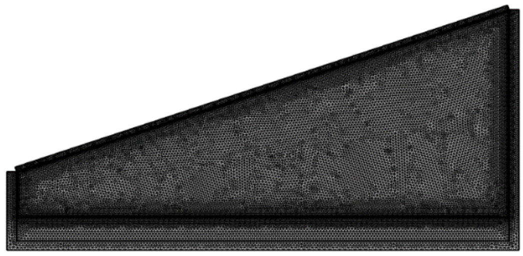
حل مسئله بر اساس این شرایط انجام می‌شود. این روش برای مسائلی که شرایط حالت مایل به یک حالت پایدار هستند، مناسب است. اما حل به صورت غیر دائم به معنای این است که در طول زمان، متغیرهای سیستم تغییر می‌کنند و حل مسئله بر اساس شرایط پویا انجام می‌شود. این روش برای مسائلی که شرایط حالت پایدار ندارند و تغییرات زمانی اتفاق می‌افتد، مناسب است. با توجه به اینکه در یک دستگاه آب‌شیرین‌کن خورشیدی، تغییرات دما، فشار و جریان آب در طول زمان اتفاق می‌افتد، برای تحلیل آن به صورت دقیق، باید حل به صورت غیر دائم را در نظر گرفت. همچنین جریان سیال در این پژوهش به صورت تراکم‌پذیر در نظر گرفته شده است، زیرا تراکم‌پذیری جریان به این معنی است که حجم بخارات آب به تغییرات دما و فشار وابسته است. در این حالت، با تغییر دما و فشار، حجم بخارات آب نیز تغییر می‌کند. این مدل می‌تواند تغییرات دقیق‌تری را در رفتار دستگاه آب‌شیرین‌کن خورشیدی نشان دهد، اما در عین حال محاسبات پیچیده‌تری نیاز دارد. اگر از تراکم‌ناپذیری بخارات آب استفاده شود، به این معنی است که حجم بخارات آب در شبیه‌سازی ثابت و بدون تغییر است. بنابراین با تغییر دما و فشار، حجم بخارات آب تغییر نمی‌کند. این مدل ساده‌تری است و محاسبات را آسان‌تر می‌کند، اما ممکن است توانایی نمایش دقیق‌تری از رفتار دستگاه را نداشته باشد. به طور کلی، انتخاب بین تراکم‌پذیری و تراکم‌ناپذیری بخارات آب بستگی به میزان دقت و دقت مورد نیاز شبیه‌سازی دارد. اگر دقت بالاتری در نمایش رفتار دستگاه آب‌شیرین‌کن خورشیدی مد نظر باشد، ممکن است تراکم‌پذیری بخارات آب مورد استفاده قرار گیرد. اما اگر سادگی و سرعت محاسبات برای شبیه‌سازی مهم‌تر است، تراکم‌ناپذیری ممکن است گزینه مناسبی باشد، که در این پژوهش جریان سیال به صورت تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است دلیل استفاده از نرم‌افزار تجاری کامسول ارزیابی بهتر هندسه برای استفاده از شرایط مولتی فیزیک است. هدف از انجام این تحقیق مشخص کردن بهترین هندسه برای طراح جاذب خورشیدی، جهت تولید آب شیرین توسط آب‌شیرین‌کن خورشیدی در ابعاد بزرگ‌تر نسب به سایر هندسه‌ها در دیگر پژوهش‌ها است. در این پژوهش ابتدا هندسه یازده مدل آب‌شیرین‌کن خورشیدی که از لحاظ طراحی جاذب با هم تفاوت دارند، توسط نرم‌افزار کامسول رسم شد. می‌توان هندسه‌های ترسیم شده را در شکل (۲) مشاهده کرد. سپس توسط نرم‌افزار داخلی کامسول شبکه‌بندی شد و سعی بر این بود که ناحیه هوای مرطوب و همچنین ناحیه‌های شیشه و سطح آب، دارای شبکه‌های ریزتر و با کیفیت‌تر باشند.



شکل ۲ هندسه یازده مدل ارزیابی شده

استقلال شبکه

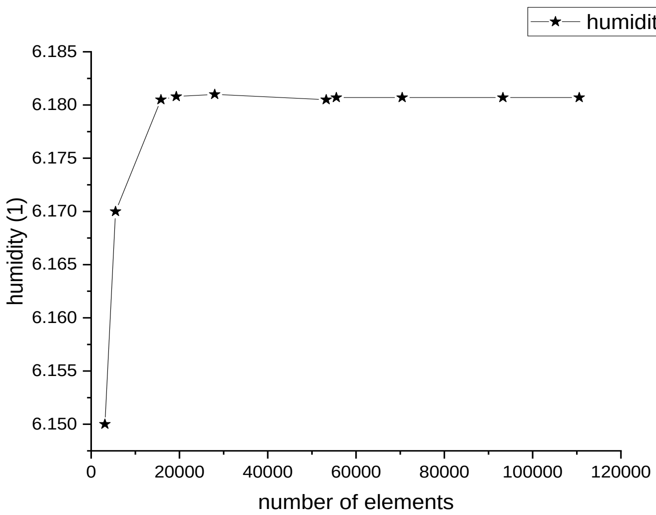
نتیجه شبیه‌سازی مقدار رطوب متوسط روی شیشه آب‌شیرین‌کن خورشیدی با تغییر عدد سلول‌های ایجاد شده از ۵۵۰۰ تا ۱۱۰۵۰۰ سلول مورد ارزیابی قرار گرفت. اجراهای متعدد نشان می‌دهد که بعد از ۵۵۰۰۰ سلول دیگر مقدار رطوبت متوسط پس از همگرایی دچار تغییر نمی‌شود. در شکل (۳) می‌توان شبکه‌بندی و ناحیه محاسباتی را مشاهده نمود. همچنین در شکل (۴) نمودار آزمون همگرایی قابل مشاهده است. از این رو در کل ۵۵۵۳۸ سلول ایجاد شد.



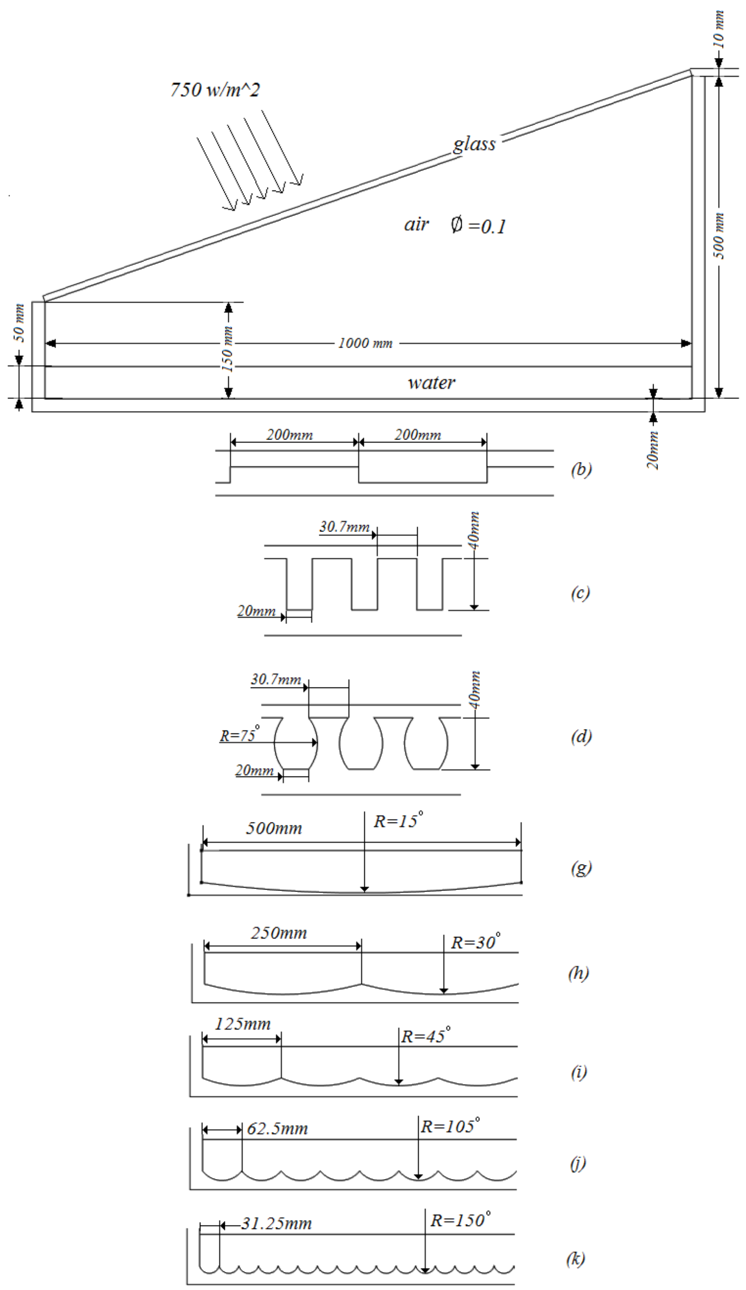
شکل ۳ شبکه‌بندی و ناحیه محاسباتی

شبیه‌ساز مورد نظر در چهار بخش حل شده است. بخش اول شامل بخش هیدرودینامیکی مسئله است. که شامل چرخش و خلل و فرج هوای مرطوب و بخار در محفظه آب‌شیرین‌کن است. در این بخش جریان به صورت آرام در نظر گرفته شده است. بخش دوم مربوط به بخش انتقال حرارت مسئله می‌باشد. در این بخش هوای مرطوب و آب به صورت سیال و شیشه و جاذب آب‌شیرین‌کن به صورت جامد به نرم‌افزار معرفی شده‌اند. همچنین طرف بیرونی شیشه و دیواره‌ها (محیط) شرایط مرزی انتقال حرارت جابه‌جایی و انتقال حرارت تشعشعی با دمای محیط ۳۰۳ کلوین و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ، ۵ وات بر مترمربع کلوین نظر گرفته شده است.

بخش سوم حل مسئله شامل بخش تشعشع اعمال شده بر هندسه می‌باشد. در این بخش از مدل تشعشع External Radiation استفاده شده است. دلیل این انتخاب، سهولت در مدل‌سازی مسئله می‌باشد. شدت تابش خورشیدی اعمال شده بر شیشه برابر با ۷۵۰ وات بر مترمربع می‌باشد. حل این بخش در مدت زمان ۵ ساعت مورد ارزیابی قرار گرفت چرا که در این زمان خورشید دارای حداکثر توان است. در فصل تابستان در شهر یزد متوسط ساعت وجود آفتاب در آسمان حدود ۱۴ ساعت می‌باشد که برای ارزیابی بهتر در این مسئله این زمان همان گونه که ذکر شد، ۵ ساعت در نظر گرفته شده است. ضریب جذب برای جاذب دستگاه ۰/۹ و برای شیشه ۰/۱ قرار گرفت. بخش چهارم حل مسئله شامل بخش هوای مرطوب می‌باشد. در این بخش مقدار اولیه رطوبت در شروع حل برابر با ۰/۱ و ضریب انتقال جرم سطح آب برابر با ۱۰۰ متر بر ثانیه قرار گرفته شده است. در آخر نیز تمامی بخش‌ها به صورت مولتی فیزیک با هم کوپل شده و حل انجام شده است. شرط بوزینسک نیز رعایت شده است. در شکل (۵) می‌توان جزئیات اعمال شده و روش طراحی هندسه‌ها را مشاهده کرد. در جدول (۱) نیز می‌توان خواص و مصالح به کار رفته در شبیه‌سازی را مشاهده کرد.



شکل ۴ نمودار آزمون همگرایی رطوبت نسبت به تغییرات سلول



شکل ۵ جزئیات اعمال شده در شبیه‌سازی

جدول ۱ شرایط مرزی و خواص مواد

مرزها	ضریب انتقال حرات هدایتی [w/m. K]	cp [j/(Kg. K)]	کدورت
شیشه	۱/۳۸	۷۰۳	شفاف
دیواره‌ها (پشم شیشه)	۰/۰۴۸–۰/۰۳۴	۸۵۰	کدر
آب	۰/۶۹–۰/۵۶	۴۲۵۰–۴۱۵۰	شفاف
هوا	۰/۰۲–۰/۰۳۵	۱۰۰۰–۱۰۲۰	شفاف

معادلات حاکم

معادلات حاکم که شامل معادله بقای جرم، ممنتوم، انرژی و غلظت به شرح معادلات زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(\rho u) = 0 \quad (۱)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u.\nabla)u = \nabla.[-pl + k] + F + \rho g \quad (۲)$$

معادله انرژی نیز به صورت معادله (۳) می‌باشد:

$$\rho Cp \frac{\partial T}{\partial t} + \rho Cpu.\nabla T + \nabla.q = Q + Q_{ted} \quad (۳)$$

$$q = -k\nabla T \quad (۴)$$

معادله تشعشع نیز به صورت معادله (۵) نوشته می‌شود:

$$J = \varepsilon e_b(T) + \rho_d G \quad (۵)$$

$$G = G_m + G_{amb} + G_{ext} \quad (۶)$$

در معادله (۶) G_{amb} برابر با معادله (۶) است:

$$G_{amb} = F_{amb}\varepsilon_{amb}e_b(T_{amb}) \quad (۷)$$

در معادله (۷) e_b توسط معادله (۸) قابل محاسبه است:

$$e_b(T) = n^2\sigma T^4 \quad (۸)$$

در معادله (۸) n ضریب شکست می‌با شد که در این مقاله برابر با ۱ در نظر گرفته شده ا ست. همچنین σ ضریب ا ستفان بولتزمن است. مدل‌سازی رطوب و غلظت نیز توسط روابط (۹) محاسبه می‌باشد.

$$d_z M_v \frac{\partial c_v}{\partial t} + d_z M_v u.\nabla c_v + \nabla.g_w = d_z G \quad (۹)$$

در معادله (۹) g_w توسط معادله (۱۰) قابل محاسبه است:

$$g_w = -d_z M_v D\nabla c_v \quad (۱۰)$$

در معادله (۱۰) c_v توسط معادله (۱۱) نشان داده می‌شود:

$$c_v = \varphi_w c_{sat} \quad (۱۱)$$

معادلات (۱۰و۱۱) M_v و φ_w به ترتیب جرم مولی بخار آب و رطوبت نسبی را نشان می‌دهند. روش‌های مختلفی برای ضریب انتقال حرارت تبخیر پیشنهاد شده است. معروف‌ترین آن همبستگی دانکل ا ست [19]. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در محفظه آب شیرین‌کن خورشیدی، توسط رابطه (۱۲) به دست آورده می‌شود:

$$h_{ew} = 0.016273 \times h_{cw} \times \frac{(P_w - P_g)}{(T_w - T_g)} \quad (۱۲)$$

در معادله (۱۲) T_w دمای آب و T_g دمای شیشه P_w فشار جزئی بخار در دمای آب و P_g فشار جزئی بخار در دمای شیشه ا ست. h_{cw} نیز ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین شیشه و آب ا ست که تو سط رابطه (۱۳) محا سبه می شود. فشارها نیز توسط روابط (۱۴ و ۱۵) قابل محاسبه می‌باشند:

$$h_{cw} = 0.884 \times \left[(T_w - T_g) + \frac{(P_w - P_g).T_w}{268900 - P_w}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (۱۳)$$

$$P_g = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_g}\right) \quad (۱۴)$$

$$P_w = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_w}\right) \quad (۱۵)$$

علاوه بر این، انتقال حرارت تبخیر را می‌توان به صورت معادله (۱۶) محاسبه کرد [20]:

$$q_{ew} = A_b \times h_{ew} \times (T_w - T_g) \quad (۱۶)$$

بازده ساعتی نیز توسط رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m} = \frac{q_{ew}}{L} \times 3600 \quad (۱۷)$$

که در رابطه (۱۷) L گرمای نهان تبخیر است و توسط رابطه (۱۸) قابل محاسبه است [19]:

$$L = 2.506 \times 10^6 - 2.369 \times 10^3 T + 0.2678 T^2 - 8.103 \times 10^{-3} T^3 - 2.079 \times 10^{-5} T^4 \quad (۱۸)$$

تولید اگزرژی آب شیرین‌کن خور شیدی تو سط معادله (۱۹) محاسبه می‌شود [19]:

$$Ex_{gen} = \frac{\dot{m}}{3600} \times L \times \left(1 - \frac{T_a}{T_w}\right) \quad (۱۹)$$

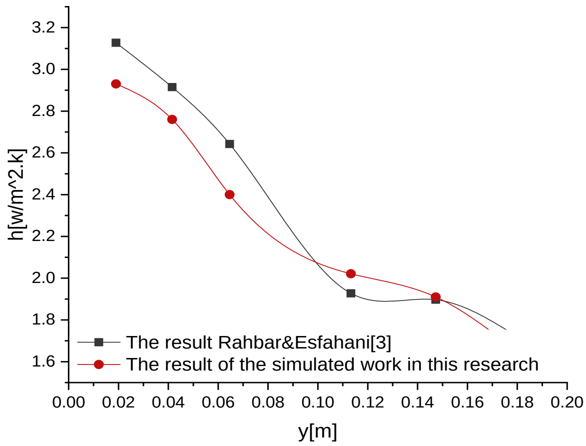
و اگزرژی تبخیر منتقل شده از آب به پوشش شیشه‌ای توسط معادله (۲۰) به دست می‌آید:

$$Ex_{ew} = A_b \times h_{ew} \times (T_w - T_g) \times \left(1 - \frac{T_a}{T_w}\right) \quad (۲۰)$$

اعتبارسنجی

رهبر و اصفهانی [3] به بررسی برآورد بهره‌وری یک

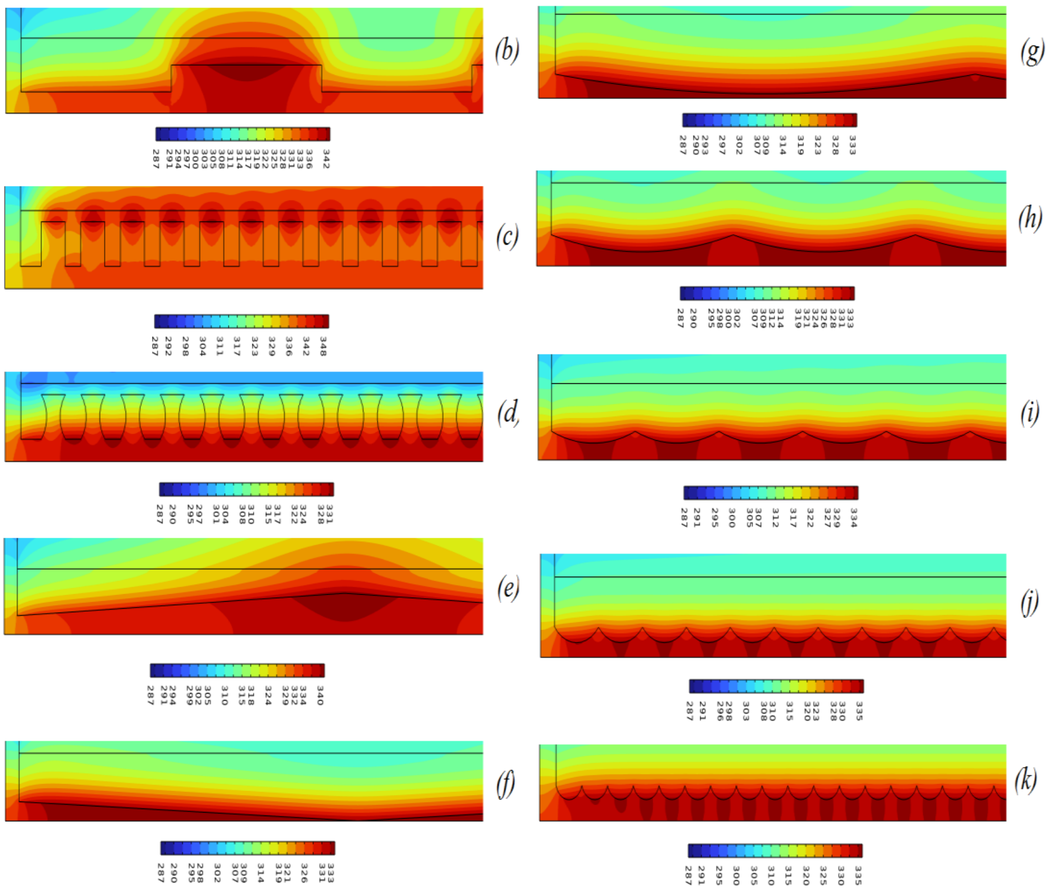
آب‌شیرین‌کن ثابت خورشیدی تک‌شیب به صورت نظری و تحلیل عددی پرداخته‌اند. این پژوهش نیز برای صحت‌سنجی کار خود، مرجع فوق را با استفاده از نرم‌افزار کامسول مورد ارزیابی قرار داد و نتیجه شبیه‌سازی خود را با این مقاله بررسی و مقایسه کرد و در انتها نتایج خوب و قابل قبولی حاصل شد. در شکل (۶) می‌توان به منظور اعتبارسنجی، نتیجه شبیه‌سازی رهبر و اصفهانی را با نتیجه شبیه‌سازی در این مقاله مشاهده کرد. حداکثر میزان خطا حدود ۷/۳ درصد می‌باشد.



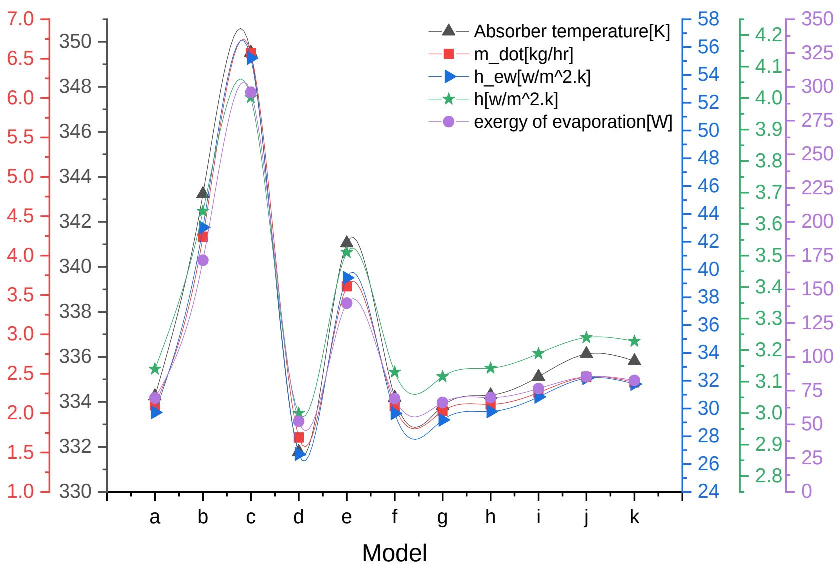
شکل ۶ مقایسه نتایج این پژوهش جهت اعتبارسنجی با کار رهبر و اصفهانی [3]

نتایج حاصل از شبیه‌سازی

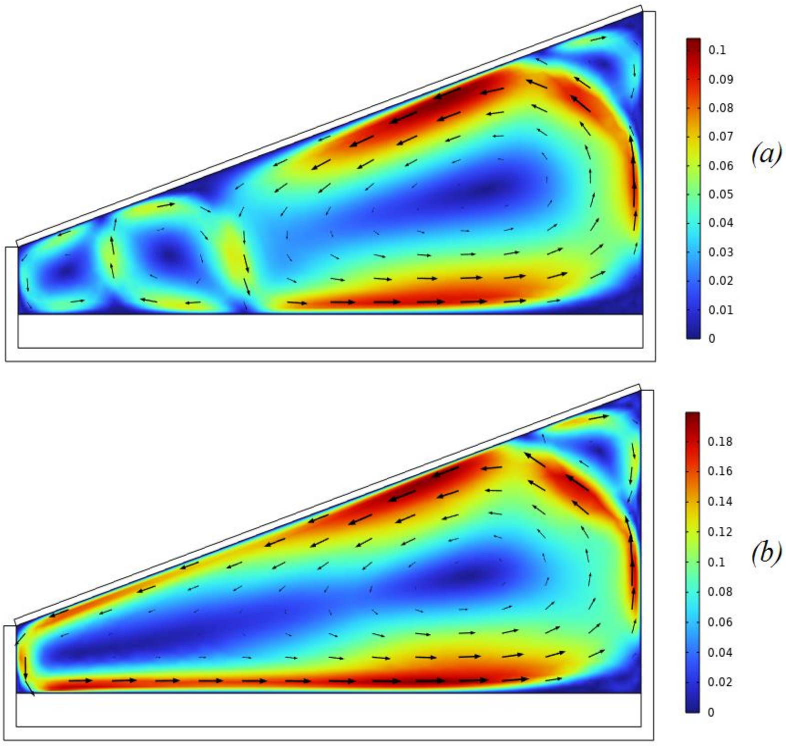
طبق شکل (۵) داده‌ها به نرم‌افزار وارد شد. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که هندسه (c) طبق شکل (۲) پس از پایا شدن حل دارای بهترین عمل کرد نسبت به هندسه‌های دیگر می‌باشد. پس از آن بهترین حالت مربوط به هندسه (b) و سپس هندسه (e) و در آخر به ترتیب (از چپ به راست) هندسه‌های (j,k,I,h,a,f,g,d) است. در سیستم‌های خورشیدی مخصوصا سیستم‌هایی که سر و کار با گرما (نیاز به گرما) دارند طراحی باید به گونه‌ای باشد تا دمای دریافتی از انرژی‌های تجدیدپذیر(خورشیدی یا زمین گرمایی) به بالاترین حد خود برسد. در آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی واضح است که هر چه جاذب خورشیدی انرژی بیشتر دریافت کند دارای کارایی بالاتری می‌باشد. پس دمای جاذب در بازدهی یک آب شیرین‌کن خورشیدی نقش به‌سزایی را ایفا می‌کند. در نتیجه در این پژوهش بهترین حالت متعلق به حالتی می‌باشد که گرمای بیشتری در خود جذب کند و سپس گرمای جذب شده را بیش از بقیه حالت‌های طراحی شده، منتقل کند. در شکل(۷) می‌توان کانتور دمای مربوط به حالت‌های طراحی شده برای جاذب خورشیدی را مشاهده کرد. در مورد بهترین عملکرد جاذب در این پژوهش حل در حالت پایا و بدون در نظر گرفتن حالت هیدرودینامیکی مسئله انجام شده است. در این شکل کاملا مشخص می‌باشد که بیشترین گرما را حالت (c) جذب و نشر می‌دهد در این حالت دمای جاذب به ۳۴۹ کلوین و دبی جرمی به ۶/۵ کیلوگرم بر ساعت می‌رسد. در ادامه می‌توان کانتورهای مربوط به مدل ساده یعنی (a) را مشاهده کرد. در شکل (۸) می‌توان نمودار مربوط به دمای جاذب و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی درون محفظه آب‌شیرین‌کن و بازده ساعتی و اگزرژی تبخیری، منتقل شده از آب به پوشش شیشه‌ای را برای هر یازده حالت طراحی شده مشاهده نمود. در شکل (۹) کانتور سرعت و نحوه چرخش جریان هوای مربوط بر حسب متر بر ثانیه ارائه شده است. در شکل (۹) دمای سطح جاذب و آب به واسطه تشعشع خورشیدی زیاد می‌شود و بخار آب به بالا به حرکت در می‌آید و رطوبت را به شیشه می‌رساند. به دلیل کمتر بودن دمای شیشه نسبت به سایر نقاط، بخارات موجود، در برخورد با شیشه مایع می‌شوند و پس از خنک‌سازی، به واسطه زیاد شدن چگالی به سمت پایین شروع به حرکت می‌کنند. در شکل (۱۰) می‌توان کانتور دما بر حسب کلوین را مشاهده کرد. در شکل (۱۱) می‌توان کانتور رطوبت را مشاهده کرد. در این شکل با توجه به شکل (۱۰) واضح است نقطه‌ای که دما بیشتر از نقطه دیگر باشد، مقدار رطوبت نیز بیشتر می‌باشد. در شکل (۱۲) نیز کانتور بخار نسبی را می‌توان مشاهده کرد. در شکل (۱۳) کانتور چگالی قابل مشاهده است. همان گونه که در شکل (۱۳) قابل مشاهده می‌باشد بیشترین چگالی بر روی شیشه به وجود می‌آید و دلیل عدم نمایش میزان چگالی مایع (آب) در شکل (۱۳) اختلاف زیاد بین چگالی بخار و آب است. در شکل (۱۴) نمودار تغییرات دما از سطح آب تا سطح شیشه دقیقا در قسمت وسط هندسه ارائه شده است. قابل توجه است که به واسطه تبخیر، دمای شیشه کمتر از نقاط دیگر می‌باشد. در شکل (۱۵) همانند شکل (۱۴) می‌توان تفاوت تغییرات چگالی را مشاهده کرد. کاملا مشخص است که این نمودار کاملا عکس نمودار شکل (۱۴) عمل می‌کند. در شکل (۱۶) نیز تغییرات سرعت در راستای عمود قابل مشاهده است و در شکل (۱۷) تغییرات دمای متوسط در شیشه، جاذب، محفظه و آب در طول زمان قابل مشاهده می‌باشد.



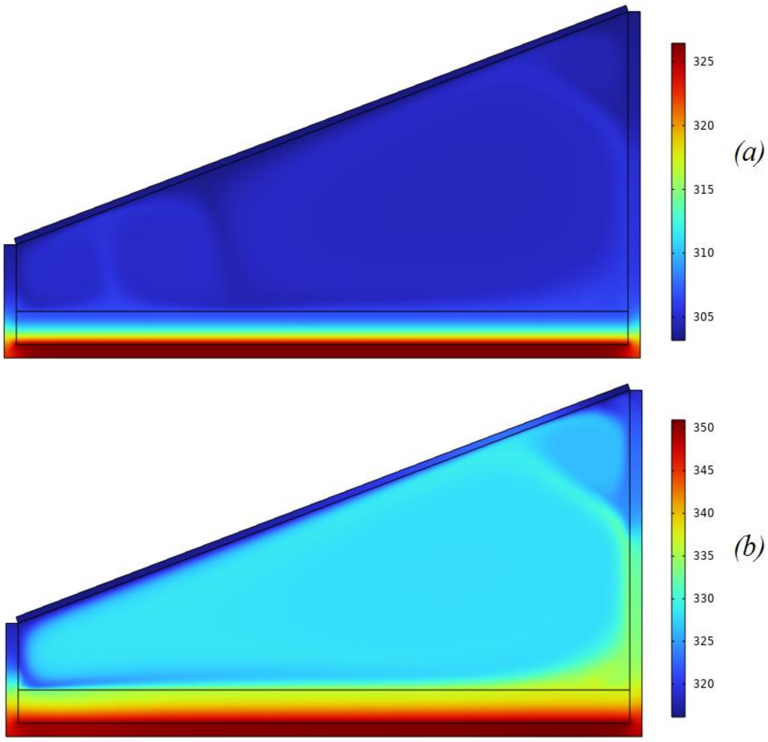
شکل ۷ کانتور دما برای یازده هندسه شبیه‌سازی شده



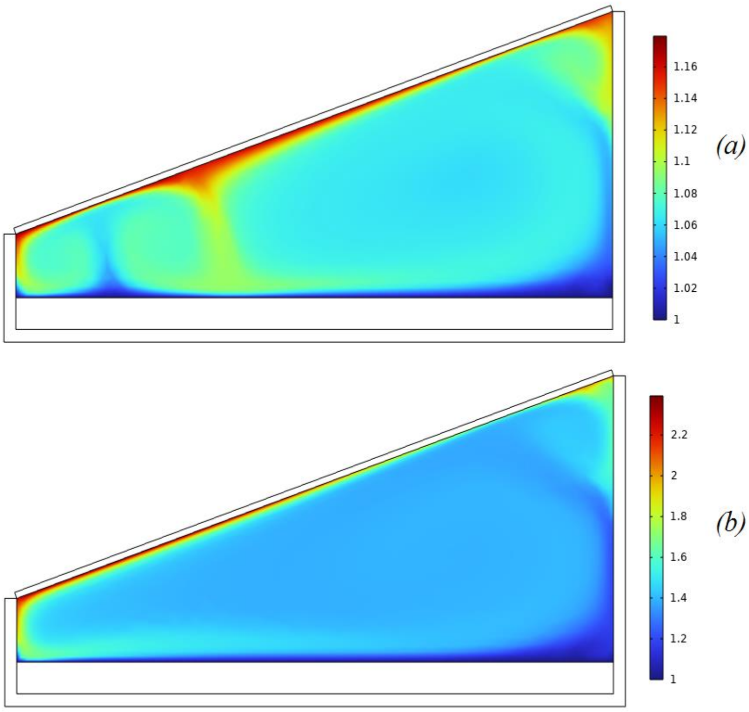
شکل ۸ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی درون محفظه آب‌شیرین‌کن و بازده ساعتی و اگزرژی تبخیری، منتقل شده از آب به پوشش شیشه‌ای برای هندسه‌های رسم شده



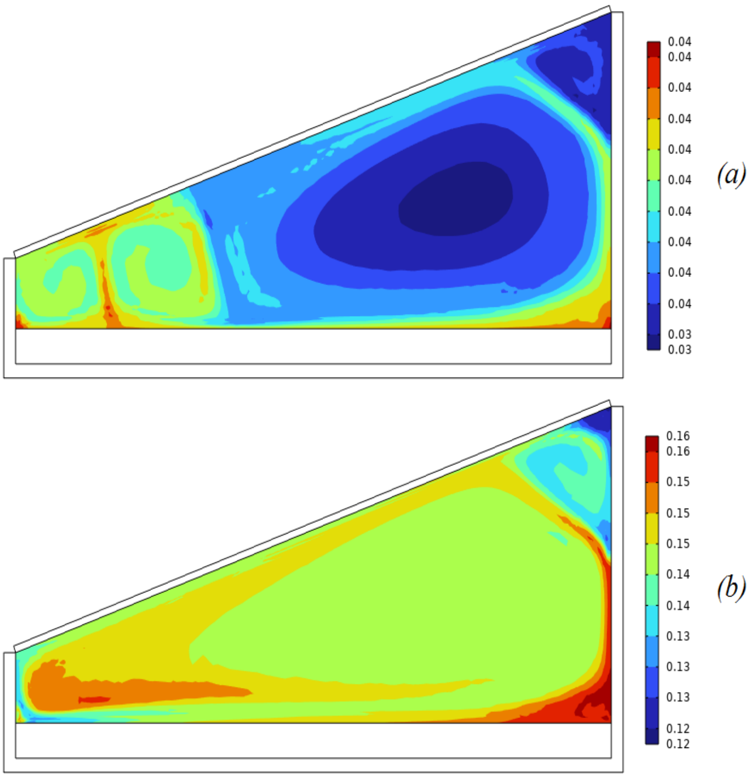
شکل ۹ کانتور سرعت (m/s) (a: در مدت زمان ۱ ساعت و b: در مدت زمان ۵ ساعت)



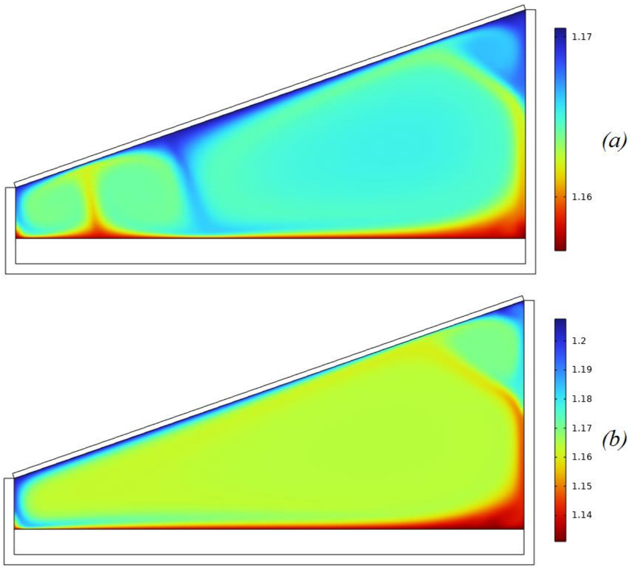
شکل ۱۰ کانتور دما (K) (a: در مدت زمان ۱ ساعت و b: در مدت زمان ۵ ساعت)



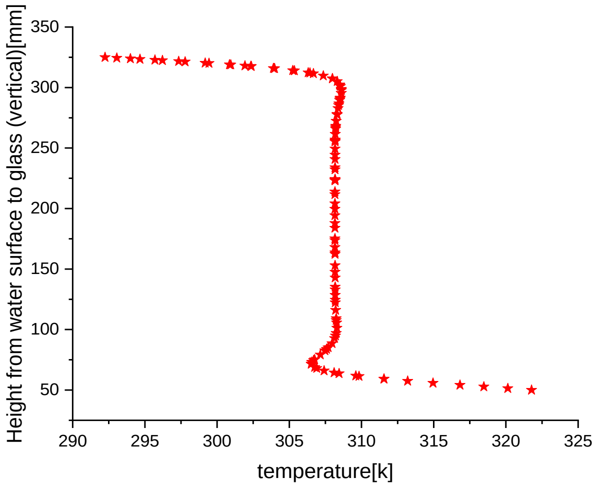
شکل ۱۱ کانتور رطوبت (1) (a: در مدت زمان ۱ ساعت و b: در مدت زمان ۵ ساعت)



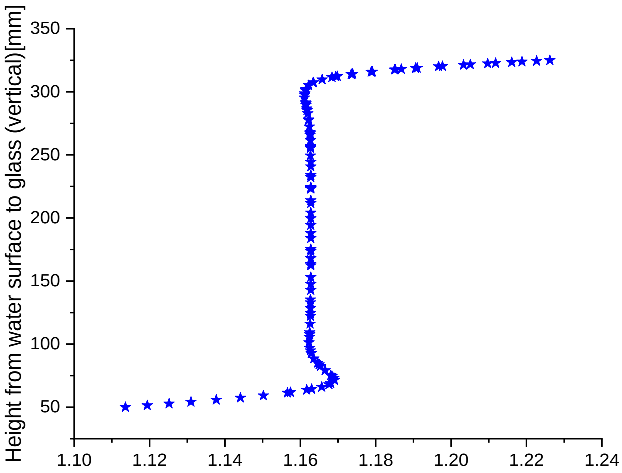
شکل ۱۲ کانتور بخار نسبی (Kg/m^3) (a: در مدت زمان ۱ ساعت و b: در مدت زمان ۵ ساعت)



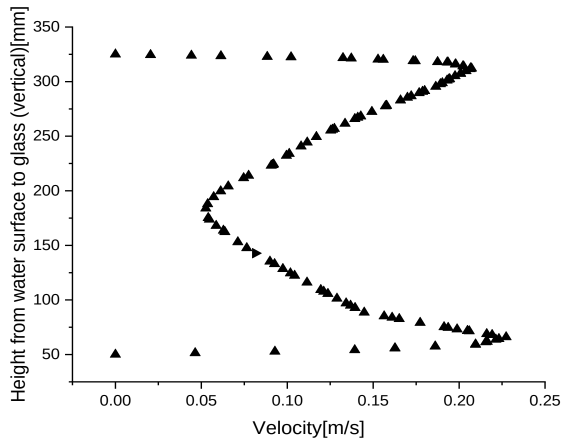
شکل ۱۳ کانتور چگالی (Kg/m^3) (a: در مدت زمان ۱ ساعت و b: در مدت زمان ۵ ساعت)



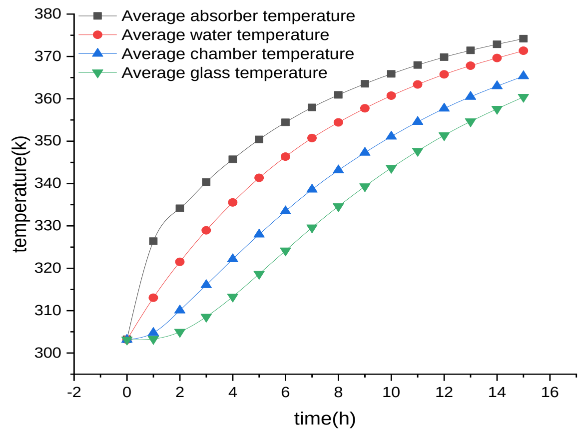
شکل ۱۴ نمودار تغییرات دما از سطح آب تا شیشه



شکل ۱۵ نمودار تغییرات چگالی از سطح آب تا شیشه



شکل ۱۶ نمودار تغییرات سرعت از سطح آب تا شیشه



شکل ۱۷ تغییرات دما نسبت به زمان

نتیجه‌گیری

آب‌شیرین‌کن خورشیدی به واحد شیرین‌سازی آب شوری گفته می‌شود که انرژی مورد نیاز برای شیرین‌سازی آب را از خورشید تأمین می‌کند. فرآیندهای تجاری شیرین‌سازی آب‌های شور به فرایندهای حرارتی و اسمز معکوس محدود می‌شوند. در فرایند حرارتی از انرژی حرارتی برای تبخیر آب شور استفاده می‌شود. میعان آب بخار حاصل از فرایند تبخیر منجر به تولید آب شیرین می‌گردد.

در این پژوهش یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی تک‌شیب در حالت دائم و شرایط هیدورودینامیکی آرام در یازده هندسه مختلف با شرایط کاملا یکسان مورد ارزیابی عدد قرار گرفت. هدف از انجام این پژوهش شناسایی بهترین هندسه برای طراحی سطح جاذب آب‌شیرین‌کن خورشیدی بود زیرا که یکی از مهم‌ترین عوامل برای طراحی و بالا بردن بازده آب‌شیرین‌کن، سطح جاذب آن می‌باشد. بایستی زمینه‌ای را فراهم نمود که انرژی خورشیدی در قسمت جاذب به شکل مطلوبی جذب شود. همان طور که مشاهده شد هندسه (c) پس از پایا شدن حل دارای بهترین عملکرد می‌باشد زیرا در این حالت به دلیل وجود پره‌های متعدد در جاذب باعث جذب انرژی بیشتری می‌شود و در نتیجه دمای جاذب، هنگام قرارگیری در مقابل تابش ۷۵۰ وات بر مترمربع به ۳۴۹ کلوین می‌رسد. این امر باعث بالا رفتن تبخیر و در نهایت بازده بیشتر می‌شود که در این حالت دبی جرمی ۶/۵ کیلوگرم بر ساعت است. پس از آن بهترین حالت مربوط به هندسه (b) است. در این حالت دمای جاذب به ۳۴۳ کلوین و دبی جرمی ۴/۲۵ کیلوگرم بر ساعت می‌رسد. سپس هندسه (e) که دمای جاذب در این هندسه به ۳۴۱ کلوین و دبی جرمی ۳/۷۵ کیلوگرم بر ساعت می‌رسد. در آخر، هندسه (d) می‌باشد که در این حالت دمای جاذب به ۳۳۱ کلوین و دبی جرمی ۱/۵ کیلوگرم بر ساعت

می‌رسد. از این رو می‌توان برای طراحی از مدل(c) استفاده کرد و به منظور صرفه‌جویی در هزینه‌ها می‌توان از نمونه ساده‌تر یعنی (b) استفاده بهینه کرد.

واژه نامه

آب شیرین کن خورشیدی	Solar still
شکل جاذب	Absorber geometry
انرژی خورشیدی	Solar energy
انتقال حرارت جابجایی	Convection heat transfer
انتقال حرارت تشعشعی	Radiation heat transfer

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] E. Jahanshahi, A. Hosseinkhani, and S. M. H. Moahmmadi, "Manufacturing and simulation of a solar humidification-dehumidification desalination system," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 16, no. 12, pp. 239-248, 2017.

[2] H. M. Qiblawey, and F. Banat, "Solar thermal desalination technologies," *Desalination*, vol. 220, no. 1-3, pp. 633-644, 2008. https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.059

[3] N. Rahbar, and J. A. Esfahani, "Productivity estimation of a single-slope solar still: Theoretical and numerical analysis," *Energy*, vol. 49, pp. 289-297, 2013. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.023

[4] C. Sonawane, A. J. Alrubaie, H. Panchal, A. J. Chamkha, M. M. Jaber, A. D. Oza, S. Zahmatkesh, D. D. Burduhos-Nergis, and D. P. Burduhos-Nergis, "Investigation on the impact of different absorber materials in solar still using CFD simulation—economic and environmental analysis," *Water*, vol. 14, no. 19, pp. 3031, 2022. https://doi.org/10.3390/w14193031

[5] M. A. Almeshaal, and C. Maatki, "Numerical study of inclination effect of the floating solar still fitted with a baffle in 3D double diffusive natural convection," *Processes*, vol. 10, no. 8, pp. 1607, 2022. https://doi.org/10.3390/pr10081607

[6] G. Mittal, "An unsteady CFD modelling of a single slope solar still," *Materials Today: Proceedings*, vol. 46, pp. 10991-10995, 2021. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.090

[7] O. Prakash, A. Ahmad, A. Kumar, S. M. Hasnain, and G. Kumar, "Comprehensive analysis of design software application in solar distillation units," *Materials Science for Energy Technologies*, vol. 5, pp. 171-180, 2022. https://doi.org/10.1016/j.mset.2022.01.005

[8] M. Keshtkar, M. Eslami, and K. Jafarpur, "A novel procedure for transient CFD modeling of basin solar stills: Coupling of species and energy equations," *Desalination*, vol. 481, pp. 114350, 2020. https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114350

[9] S. El-Sebaey, M. Ellman, A. Hegazy, and T. Ghonim, "Experimental analysis and CFD modeling for conventional basin-type solar still," *Energies*, vol. 13, no. 21, pp. 5734, 2020. https://doi.org/10.3390/en13215734

[10] S. K. Suraparaju, R. Dhanusuraman, and S. K. Natarajan, "Performance evaluation of single slope solar still with novel pond fibres," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 154, pp. 142-154, 2021. https://doi.org/10.1016/j.psep.2021.08.011

[11] A. K. Singh, D. B. Singh, V. K. Dwivedi, G. N. Tiwari, and A. Gupta, "Water purification using solar still

with/without nano-fluid: a review," *Materials Today: Proceedings*, vol. 21, pp. 1700-1706, 2020. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.12.025

[12] E. Radomska, Ł. Mika, K. Sztekler, W. Kalawa, Ł. Lis, K. Pielichowska, M. Szumera, and P. Rutkowski, "Experimental and theoretical investigation of single-slope passive solar still with phase-change materials," *Energies*, vol. 16, no. 3, pp. 1188, 2023. https://doi.org/10.3390/en16031188

[13] K. Athamena, J. F. Sini, J. M. Rosant, and J. Guilhot, "Numerical coupling model to compute the microclimate parameters inside a street canyon: Part I: methodology and experimental validation of surface temperature," *Solar Energy*, vol. 174, pp. 1237-1251, 2018. https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.04.059

[14] M. Jahanpanah, S. J. Sadatinejad, A. Kasaeian, M. H. Jahangir, and H. Sarrafha, "Experimental investigation of the effects of low-temperature phase change material on single-slope solar still," *Desalination*, vol. 499, pp. 114799, 2021. https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114799

[15] S. Kumar, and O. Prakash, "Improving the single-slope solar still performance using solar air heater with phase change materials," *Energies*, vol. 15, no. 21, pp. 8013, 2022. https://doi.org/10.3390/en15218013

[16] W. H. Alawee, A. S. Abdullah, S. A. Mohammed, A. Majdi, Z. M. Omara, and M. M. Younes, "Testing a single slope solar still with copper heating coil, external condenser, and phase change material," *Journal of Energy Storage*, vol. 56, pp. 106030, 2022. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106030

[17] V. P. Katekar, and S. S. Deshmukh, "A review of the use of phase change materials on performance of solar stills," *Journal of Energy Storage*, vol. 30, pp. 101398, 2020. https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101398

[18] W. I. Aly, M. A. Tolba, and M. Abdelmagied, "Experimental investigation and performance evaluation of an oval tubular solar still with phase change material," *Applied Thermal Engineering*, vol. 221, pp. 119628, 2023. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119628

[19] S. Shoeibi, N. Rahbar, A. A. Esfahlani, and H. Kargarsharifabad, "Energy matrices, exergoeconomic and enviroeconomic analysis of air-cooled and water-cooled solar still: Experimental investigation and numerical simulation," *Renewable Energy*, vol. 171, pp. 227-244, 2021. https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.02.081

[20] S. Kumar, A. Dubey, and G. N. Tiwari, "A solar still augmented with an evacuated tube collector in forced mode," *Desalination*, vol. 347, pp. 15-24, 2014. https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.05.019